



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 41 21 074 A 1

⑯ Int. Cl. 5:
F04C 2/14

DE 41 21 074 A 1

⑯ Aktenzeichen: P 41 21 074.3
⑯ Anmeldetag: 26. 6. 91
⑯ Offenlegungstag: 7. 1. 93

⑯ Anmelder:
Pierburg GmbH, 4040 Neuss, DE

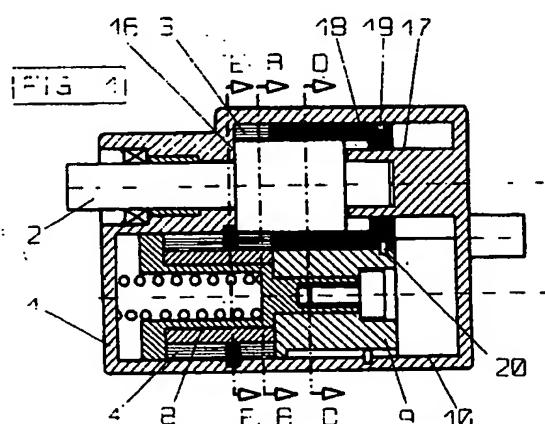
⑯ Erfinder:
Härtel, Günter, 4040 Neuss, DE; Thönneßen, Dieter,
4060 Viersen, DE

⑯ Außenzahnradpumpe

⑯ Bekannte Außenzahnradpumpen weisen keine automatisch ohne äußeren Eingriff erfolgende Verstellung des Förderstromes auf.

Hierfür weist die neue Pumpe die Merkmale auf, daß das angetriebene Zahnrad (3) fest in einem Gehäuse (1) gelagert ist und das mitdrehende Zahnrad (4) in Abhängigkeit von der an der Pumpe anstehenden Fluiddruckdifferenz verstellt wird.

Die neue Pumpe eignet sich als Förderpumpe, bei welcher Antriebsdrehzahl und Förderbedarf nicht in einem konstanten Verhältnis stehen, z. B. Schmierölpumpe für Brennkraftmaschinen oder für eine Zentralhydraulik.



DE 41 21 074 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Außenzahnradpumpe mit stufenlos veränderbarem Förderstrom, mit zwei relativ zueinander verschiebbaren Zahnrädern.

Eine derartige Pumpe ist beispielsweise in der DE-A1 23 27 556 offenbart, bei der ein veränderbarer Arbeitsraum dadurch gebildet werden soll, daß man zwei Gehäuseteile ineinander verschiebt. Die für eine Förderung nicht mehr dienlichen Zahnräderabschnitte wandern dabei in Bohrungen der Gehäuseteile.

Aus der DE-A1 23 55 117 hingegen ist eine innenachsige Verdrängungspumpe nach dem Gerotorprinzip bekannt, bei der ebenfalls eine Einrichtung zur axialen Verschiebung der miteinander kämmenden Gerotorelemente vorgesehen ist, die aus einer Gewindeschnecke besteht, die im Gehäuse gelagert ist.

Aus beiden Druckschriften sind somit Einrichtungen zur Erlangung eines stufenlos veränderbaren Förderstroms entnehmbar, es fehlen jedoch Anregungen, wie ein solcher automatisch ohne äußeren Eingriff erfolgen könnte.

Hiervom ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, bei einer erwähnten Außenzahnradpumpe eine automatische Abregelung der nicht benötigten Fördermenge zu erreichen.

Diese Aufgabe ist durch die im Kennzeichen des Patentanspruchs 1 genannten Merkmale gelöst, wobei vorteilhafte Weiterbildungen mit den Unteransprüchen angegeben sind.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird nachfolgend beschrieben.

Die Zeichnung zeigt:

Fig. 1 und 2 Längsschnitte der erfindungsgemäßen Außenzahnradpumpe nach Schnitt B-B und C-C aus Fig. 4.

Fig. 3 bis 5 Querschnitte E-E, A-A und D-D aus Fig. 1, Fig. 6 eine alternative Ausführung entsprechend Fig. 1.

Die in den Fig. 1 bis 5 dargestellte, erfindungsgemäße Außenzahnradpumpe besteht aus einem Gehäuse 1, in dem ein über einen Wellenzapfen 2 antreibbares Zahnrad 3 gelagert ist, das mit einem mitdrehenden parallel gelagerten Zahnrad 4 zusammenwirkt und, sofern die Zähne 5 der Zahnräder 3, 4 im Eingriff sind, wie in Fig. 2 ersichtlich ist, von einem Saugkanal 6 zu einem Druckkanal 7 ein Fluid, zum Beispiel Schmieröl, fördert.

Erfindungsgemäß ist das mitdrehende Zahnrad 4 auf einem Lagerzapfen 8 gelagert, der mit einem gegen Verdrehung gesicherten Differenzdruckkolben 9 verbunden ist. Kolben 9 und Zahnrad 4 sind in einer Zylinderbohrung 10 angeordnet, die klobenseitig mit dem Druckkanal 7 und zahnradseitig mit dem Saugkanal 6 verbunden ist. Das Zahnrad 4 ist durch Axialflächen 11, 12 des Kolbens 9 und eines Bundes 13 am Lagerzapfen 8 in seiner Axialbewegung begrenzt, wobei der Bund 13 die zwischen den Zähnen 5 bestehenden Zahnlückenräume gegenüber dem Teil der Bohrung 10 abdichtet, der mit dem Saugkanal 6 verbunden ist. Der Kolben 9 ist durch eine Feder 14 in Richtung auf den Teil der Bohrung 10 belastet, der mit dem Druckkanal 7 verbunden ist. Die Arbeitskammern bildenden Zahnlückenräume des mitdrehenden Zahnrades 4 sind axial durch ein Hohlrad 15 mit entsprechender Innenverzahnung begrenzt, wobei das Hohlrad 15 drehbar, jedoch axial unverstellbar, im Gehäuse 1 gelagert ist.

Die Zahnlückenräume des angetriebenen Zahnrades

3 sind durch die linke Gehäusewand 16 und durch ein auf einem Zapfen 17 des Gehäuses 1 axial verschieblich gelagertes Kronenrad 18 mit Innenverzahnung abgedichtet, wobei das Kronenrad 18 mit dem Kolben 9 in 5 Axialrichtung durch eine in eine umlaufende Nut 19 des Kronenrades 18 eingreifende Wand 20 des Kolbens 9 gekoppelt ist und der Verstellung des Kolbens 9 folgt.

Wird diese Pumpe durch Antrieb des Wellenzapfens 2 in Betrieb genommen, dann fördert die Pumpe mit ihrem größten Fördervolumen das Fluid vom Saugkanal 6 zum Druckkanal 7. Mit steigendem Druck im Druckkanal 7 wird der Differenzdruckkolben 9 mit der Druckdifferenz zwischen Saugkanal 6 und Druckkanal 7 beaufschlagt und bewegt sich schließlich gegen die Kraft der Feder 14 in Richtung auf den Teil der Bohrung 10, der mit dem Saugkanal 6 verbunden ist. Bei dieser Bewegung wandern die Zähne 5 des mitdrehenden Zahnrades 4 teilweise aus der Überdeckung mit dem angetriebenen Zahnrad 3 heraus und treten durch das mitdrehende Hohlrad 15 in den saugkanalseitigen Bohrungsteil ein.

Gleichzeitig wandern die Zähne des Kronenrades 18 in die nicht mehr in Überdeckung mit dem mitdrehenden Zahnrad 4 befindlichen Zahnlückenräume hinein und dichten die Arbeitskammern im Überdeckungsbe- 25 reich der Zahnräder 3, 4 ab.

Es versteht sich von selbst, daß die Innenverzahnung des Hohl- und des Kronenrades 15 und 18 so ausgeführt ist, daß sich nur ein geringes Spiel zwischen Zahnrädern und Hohl- bzw. Kronenrad für eine größtmögliche Abdichtung der Arbeitskammern ergibt. Diese Maßnahme ist ausführbar, da die Zähne des Hohl- bzw. Kronenrades nicht mit den Zähnen 5 des entsprechenden Zahn- 30 rades wälzen.

Die Höhe des Förderdruckes wird durch die Kraft der Feder 14 vorgegeben. Wenn ein konstanter Druck auf der Druckseite der Pumpe erwünscht ist, kann dies durch einen flachen Verlauf der Kennlinie der Feder 14 erreicht werden. Anstelle einer Feder mit flacher Kennlinie kann auch eine Feder mit steiler Kennlinie zum 40 Einsatz kommen. Dies hätte zur Folge, daß mit geringer werdender Abnahmемenge der Verbraucher der Förderdruck steigen würde. Darüber hinaus kann der Förderdruck auch mittels einer hier nicht näher beschriebenen Regeleinrichtung beliebig den besonderen Erfordernissen bei bestimmten Anwendungen der Pumpe angepaßt werden, indem entweder der Druck in der Zylinderbohrung 10 auf der Saug- oder Druckseite z. B. mittels eines elektronisch angesteuerten Ventils (zeichnerisch nicht dargestellt) manipuliert wird, wobei hierfür eine nicht extra dargestellte Verbindungsleitung vorgesehen ist, die von dem mit dem Druckkanal 7 verbundenen Teil der Bohrung 10 zum Saugkanal 6 führt oder von dem mit dem Saugkanal 6 verbundenen Teil der Bohrung 10 zum Druckkanal 7. Das erwähnte Ventil ist dabei entweder in der neuen Verbindungsleitung oder in der bestehenden dargestellten angeordnet, wobei die jeweils andere Verbindungsleitung dann jedoch eine Drossel aufweist. Eine andere Möglichkeit, den Förderdruck zu manipulieren, besteht darin, daß die Kraft der Feder 9, z. B. mittels einer zeichnerisch nicht dargestellten Verstelleinrichtung, verändert wird.

Mit der axialen Verschiebung des Kolbens wird auch das Zahnrad 4 verschoben, wodurch sich die Überdeckung mit dem Zahnrad 3 verringert. Da sich die Förderleistung der Pumpe in erster Annäherung proportional mit der Überdeckung der beiden Zahnräder verändert, verringert sich mit geringerer Überdeckung auch die Förderleistung. Der Gleichgewichtszustand wird immer

dann erreicht, wenn der effektive Förderstrom genau dem von den Verbrauchern abgenommenen Volumenstrom entspricht. Wird von den Verbrauchern kein Volumen auf der Druckseite entnommen, so wird sich der Kolben und das Zahnrad weitgehend auf die Anschlagsstellung gegen die Kraft der Feder 14 zubewegen, da nur die Leckverluste der Einrichtung nachzufördern sind.

Die Höhe der Antriebsleistung hängt ab von dem Förderdruck (Druckdifferenz von Druck- und Saugseite), dem geförderten Volumenstrom und den Verlusten durch Leckmengen und Reibung. Da sich bei vorgegebenem Druck bei der oben beschriebenen Pumpe die Förderleistung jeweils dem verbrauchten Förderstrom anpaßt, reduziert sich bei verringertem Fördervolumen auch jeweils dementsprechend die erforderliche Antriebsleistung.

Mit Verschiebung des Kolbens 9 gegen die Kraft der Feder 14 füllt sich zunehmend der Raum zwischen der Stirnseite des Kolbens 9 und der Begrenzungswand des Zylinders 10 mit dem geförderten und unter Druck stehenden Fluid, wodurch eine Druckspeicherfunktion erreicht wird.

Derartige Pumpen sind vielseitig einsetzbar und geeignet, die heute üblichen nicht geregelten Pumpen, bei denen Antriebsdrehzahl und Förderbedarf nicht in einem konstanten Verhältnis stehen, z. B. für die Ölschmierung bei Kraftfahrzeugen, zu ersetzen. Als Öl-pumpe muß diese so dimensioniert werden, daß bei niedriger Motordrehzahl und ungünstigen Annahmen für einen erhöhten Ölverbrauch (dünnflüssiges Öl, vergrößerte Lagerspiele u. a.) ein ausreichend hoher Druck im Ölkreislauf gewährleistet ist. Bei Erhöhung der Motordrehzahl um bis zu Faktor 10 erhöht sich bei konventionellen Schmierölpumpen zwangsläufig auch die Fördermenge, obwohl unter den jeweiligen Randbedingungen der Ölverbrauch annähernd konstant ist oder sich nur geringfügig ändert. Die Leistungsaufnahme der Öl-pumpe steigt im Bereich höherer Drehzahlen durch die ansteigende Fördermenge erheblich an, was zu einer Verschlechterung des Gesamtmotorwirkungsgrades führt.

Insbesondere erscheint die erfindungsgemäße Pumpe auch zur Erzeugung von Servoenergie für eine Zentral-hydraulik geeignet, da jeweils nur das von den Hydraulikteilliegern (Verbraucher) benötigte Volumen an Hydraulikflüssigkeit unter Beibehaltung des Druckpotentials nachgefördert wird. Im Hinblick auf einen günstigen Gesamtwirkungsgrad ist es auch in diesem Anwendungsfall erforderlich, die grundsätzlich auf ausreichende Fördermenge zu dimensionierende Pumpe in Zeiten geringen Verbrauchs nicht im Überschuß Hydraulikflüssigkeit fördern zu lassen, um danach diesen Teil der Fördermenge über ein Druckregelventil zu entspannen und dem Kreislauf auf die Saugseite zurückzuführen. Grundsätzlich bedeutet dieses Regelprinzip immer einen Energieverlust, der sich aus der Überschußmenge und der Druckdifferenz errechnen läßt.

Bei der Ausführung der Pumpe nach Fig. 6 wurde auf die Anordnung des Kronenrades 18 verzichtet, basierend auf folgender Überlegung: Bei einer Axialzahnrad-pumpe erfolgt die Trennung von Saug- und Druckseite über den längs der Eingriffslinie sich bewegenden Eingriffspunkt (Abdichtung mit Liniendichtung).

Wandern die Zahnräder aus ihrer Überdeckung, ohne daß eine Axialabdichtung vorgesehen ist, kommt es über die zwischen den Zähnen verbleibenden Axialspalte 21 zu einem Kurzschluß zwischen Saug- und Druck-

seite, und zwar tritt das unter Druck stehende Fluid in die rechte Zahnlücke 22 (Fig. 4) ein, strömt durch diese hindurch bis zur anderen Seite, wo hinter dem Überdeckungsbereich der abdichtende mittlere Zahn fehlt, und von dort über die linke Zahnlücke 23 zur Saugseite. Es kann daher ausreichend sein, wenn nur eine Axialabdichtung mittels Hohlrad 15 vorgesehen wird, woraus eine wesentliche Vereinfachung der Pumpenkonstruktion erreicht ist. Für diesen Fall ist auf der rechten Pumpenseite, wie in Fig. 6 dargestellt ist, vorgesehen, daß der druckseitige Teil der Bohrung 10 ein dem Außendurchmesser des angetriebenen Zahnrades entsprechendes, im Überdeckungsbereich der Zahnräder 3, 4 angeordnetes Füllstück 24 aufweist, das mit einer Komplementärausnehmung 25 (Eintauchkontur des angetriebenen Zahnrades) des Differenzdruckkolbens 9 zusammenwirkt und dessen Drehung verhindert.

Es versteht sich von selbst, daß der Differenzdruckkolben 9 auch außerhalb der Zylinderbohrung 10 angeordnet sein kann und nur mit einer Stange in die Zylinderbohrung hineinragt. Diese Maßnahme kann notwendig werden, wenn Zahnraddurchmesser und Kolbendurchmesser wegen Fördermengen- und Verstellkraftvorgaben nicht mehr mit dem gleichen Außendurchmesser ausgeführt werden können.

Patentansprüche

1. Außenzahnradpumpe mit stufenlos veränderbarem Förderstrom, mit zwei relativ zueinander verschiebbaren Zahnrädern, dadurch gekennzeichnet, daß das angetriebene Zahnrad (3) fest in einem Gehäuse (1) gelagert ist und das mitdrehende Zahnrad (4) in Abhängigkeit von der an der Pumpe anstehenden Fluiddruckdifferenz verstellt wird.
2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das mitdrehende Zahnrad (4) von einem Differenzdruckkolben (9) verstellt wird.
3. Pumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das mitdrehende Zahnrad (4) direkt auf einem Lagerzapfen (8) des Differenzdruckkolbens (9) angeordnet ist.
4. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß Zahnrad (4) und Differenzdruckkolben (9) in einer gemeinsamen Bohrung (10) angeordnet sind, die kurbelseitig mit dem Druckkanal (7) der Pumpe und zahnradseitig mit dem Saugkanal (6) verbunden ist.
5. Pumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialbewegung des mitdrehenden Zahnrades (4) durch Axialflächen (11, 12) des Differenzdruckkolbens (9) und eines Bundes (13) des Lagerzapfens (8) begrenzt ist, wobei der Bund (13) die zwischen den Zähnen (5) bestehenden Zahnlücken gegen den mit dem Saugkanal (6) verbundene Teil der Bohrung (10) abdichtet.
6. Pumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der druckseitige Teil der Bohrung (10) ein dem Außendurchmesser des angetriebenen Zahnrades (3) entsprechendes, im Überdeckungsbereich der Zahnräder (3, 4) angeordnetes Füllstück (24) aufweist, das mit einer Komplementärausnehmung (25) (Eintauchkontur des Zahnrades 2) des Differenzdruckkolbens (10) zusammenwirkt und dessen Drehung verhindert.
7. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die die Arbeitskammern bildenden Zahnlückenräume des mitdrehen-

den Zahnrades (4) axial durch ein Hohlräumrad (15) mit entsprechender Innenverzahnung begrenzt sind, wobei das Hohlräumrad (15) drehbar, jedoch axial unverstellbar, im Gehäuse (1) gelagert ist.

8. Pumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die die Arbeitskammern bildenden Zahnlückenräume des angetriebenen Zahnrades (3) durch ein Kronenrad (18) mit entsprechender Innenverzahnung axial begrenzt sind, wobei das Kronenrad (18) axial verschiebbar im Gehäuse (1) gelagert und mit dem Differenzdruckkolben (9) in Axialrichtung gekoppelt ist.

9. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der mit dem Druckkanal (7) bzw. Saugkanal (6) verbundene Teil der Bohrung (10) über eine Verbindungsleitung mit dem Saugkanal (6) bzw. Druckkanal (7) verbunden ist, wobei entweder in der zum Druckkanal (7) oder in der zum Saugkanal (6) führenden Verbindungsleitung ein ansteuerbares Ventil angeordnet ist und in der anderen eine Drossel.

10. Pumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil elektrisch/elektronisch ansteuerbar ist.

11. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraft der Feder (14) durch eine Verstelleinrichtung veränderbar ist.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

